

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-60047

(43)公開日 平成9年(1997)3月4日

(51)Int.Cl.⁶E 0 2 F 9/22
9/20

識別記号

庁内整理番号

F I

E 0 2 F 9/22
9/20

技術表示箇所

K
G

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平7-210490

(22)出願日 平成7年(1995)8月18日

(71)出願人 000005522

日立建機株式会社

東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72)発明者 安田 元

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

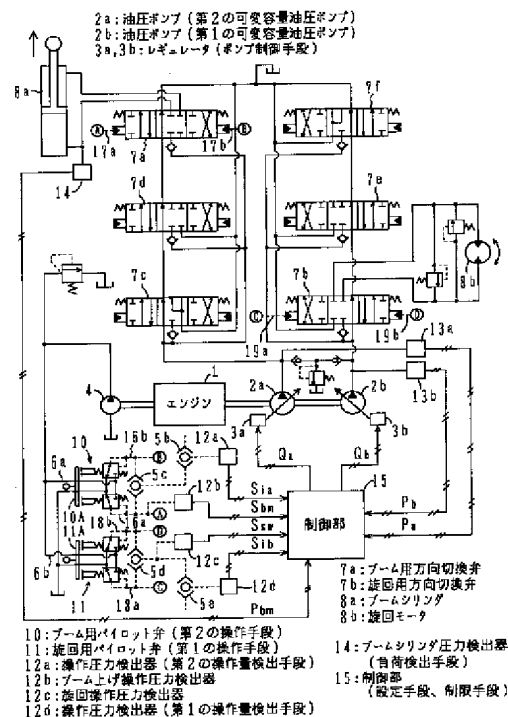
(74)代理人 弁理士 春日 譲

(54)【発明の名称】 油圧駆動装置

(57)【要約】

【課題】油圧ショベルの旋回ブーム上げ動作における、オペレータによるバケット移動軌跡調整の操作負担を低減できる油圧駆動装置を提供する。

【解決手段】バケット内重量が重くなると、 $k \times Q_{bm}$ のほうが Q_{b0} よりも小さくなるので、制御部15が手順29で $Q_b = k \times Q_{bm}$ とする。レギュレータ3bは、通常目標吐出流量 Q_{b0} よりも小さい $k \times Q_{bm}$ 及び馬力制御の目標吐出流量 Q_{b2} によるポンプ制御を行い、油圧ポンプ2bの吐出流量 Q_b は等馬力線図上を $a \rightarrow b \rightarrow d$ のように変化する。このとき、油圧ポンプ2aはポジティブコントロール及び馬力制御による通常の制御が行われているので、ポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{a1} か若しくは馬力制御の目標吐出流量 Q_{a2} を吐出するが、重負荷のためブームはあまり上がらない。そこでそのあまりあがらない分、油圧ポンプ2bからの吐出流量を小さくして旋回モータ8bの速度を遅くすることで、ブーム上げ量 $1b$ と旋回量 s_w とのバランスは負荷に関係なく良好に保たれる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 第1及び第2の変容量油圧ポンプと、前記第1及び第2の変容量油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動され、旋回モータ及びブームシリンダを含む複数のアクチュエータと、前記第1の変容量油圧ポンプの吐出管路に接続され、前記旋回モータに供給される圧油の方向を切り換える第1の方向切換弁を含む第1の弁グループと、前記第2の変容量油圧ポンプの吐出管路に接続され、前記ブームシリンダに供給される圧油の方向を切り換える第2の方向切換弁を含む第2の弁グループとを有する油圧駆動装置において、前記旋回モータ及びブームシリンダが駆動されているかどうかを検出する駆動検出手段と、前記ブームシリンダのボトム圧力を検出し対応する検出信号を出力するブーム負荷検出手段と、前記駆動検出手段で前記旋回モータ及びブームシリンダがともに駆動していることが検出されたときには、ブーム負荷検出手段からの検出信号に応じ、前記第1の変容量油圧ポンプの吐出流量を制限する制限手段と、を有することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項2】 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記第1の方向切換弁のストローク量を制御する第1の操作手段と、この第1の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第1の操作量検出手段と、前記第2の方向切換弁のストローク量を制御する第2の操作手段と、この第2の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第2の操作量検出手段と、前記第1の操作量検出手段からの操作量信号に応じて、前記第1の変容量油圧ポンプの第1の目標押しのけ容積を設定する第1の設定手段と、この第1の目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第1のポンプ制御手段とをさらに有し、かつ、前記駆動検出手段は、前記第1及び第2の操作量検出手段からの操作量信号が所定の不感帯の値より大きいかどうかを判定し、前記制限手段は、前記ブーム負荷検出手段からの検出信号に応じて第2の目標押しのけ容積を設定する第2の設定手段と、前記第1の目標押しのけ容積と前記第2の目標押しのけ容積とのうち小さい方を選択し出力する第1の選択手段とを備えており、前記第1のポンプ制御手段は、前記第1の選択手段から出力された目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項3】 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記第1の方向切換弁を通過するセンターバイパスラインの下流側に設置され、前記センターバイパスラインの下流側に流れる圧油の流量に応じた制御圧力を発生させる抵抗手段と、この抵抗手段で発生した制御圧力を検出し対応する圧力検出信号を出力する圧力検出手段と、この圧力検出手段からの圧力検出信号に応じて前記第1の

変容量油圧ポンプの第3の目標押しのけ容積を設定する第3の設定手段と、この第3の目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第2のポンプ制御手段と、前記第1の方向切換弁のストローク量を制御する第1の操作手段と、この第1の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第1の操作量検出手段と、前記第2の方向切換弁のストローク量を制御する第2の操作手段と、この第2の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第2の操作量検出手段とをさらに有し、かつ、前記駆動検出手段は、前記第1及び第2の操作量検出手段からの操作量信号が所定の不感帯の値より大きいかどうかを判定し、前記制限手段は、前記ブーム負荷検出手段からの検出信号に応じて第4の目標押しのけ容積を設定する第4の設定手段と、前記第3の目標押しのけ容積と前記第4の目標押しのけ容積とのうち小さい方を選択し出力する第2の選択手段とを備えており、前記第2のポンプ制御手段は、前記第2の選択手段から出力された目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御することを特徴とする油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【発明の属する技術分野】本発明は、油圧駆動の作業機を駆動する油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ショベルを駆動する油圧駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】この種の油圧駆動装置に係わる従来技術としては、例えば国際公開番号WO92/18710に記載のものがある。この公知技術においては、制御装置のROMに記憶された3種類のポンプ流量特性をオペレータが選択装置を介して選択し、油圧ポンプの吐出流量がこの選択されたポンプ流量特性に応じて制御される。これにより、作業内容に応じて方向切換弁の制御特性（ネガコン特性）を切り換え、異なる種類の作業に対して良好な操作性を確保するものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】一般に、油圧ショベルの作業動作の中で、旋回ブーム上げ動作は頻繁に行なわれる動作であり、しかもバケットが同じ軌跡を通るように繰り返して行なわれることの多い動作である。ここで、上記公知技術においては、作業種類に応じたポンプ流量特性を選択することにより、すべての作業を同一のポンプ流量特性で行う場合に比し、少ないエネルギーで効率よく作業を行うことができるようになっている。例えば、掘削積み込み作業等、作業量を要求される場合に好適なポンプ流量特性として第1のポンプ流量特性が備えられており、旋回ブーム上げ動作を行おうとする場合にはこの第1のポンプ流量特性を選択することになる。しかしながら、上記公知技術においては、この旋回ブーム

3

上げ動作中における、バケット内の積載物重量変化によるブームシリンダの油圧負荷変動には配慮されていないことから、動作中にバケット内の積載物重量が変化するとポンプの吐出可能な最大流量が変化する。よって、このような場合には、オペレータが、バケット内の積載物の重量に応じてレバー操作を加減しバケットが同じ移動軌跡を通るように調整しなければならなかったので、操作が煩雑となってオペレータの調整操作負担が大きかった。

【0004】本発明の目的は、油圧ショベルの旋回ブーム上げ動作における、オペレータによるバケット移動軌跡調整の操作負担を低減できる油圧駆動装置を提供することである。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明によれば、第1及び第2の変容量油圧ポンプと、前記第1及び第2の変容量油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動され、旋回モータ及びブームシリンダを含む複数のアクチュエータと、前記第1の変容量油圧ポンプの吐出管路に接続され、前記旋回モータに供給される圧油の方向を切り換える第1の方向切換弁を含む第1の弁グループと、前記第2の変容量油圧ポンプの吐出管路に接続され、前記ブームシリンダに供給される圧油の方向を切り換える第2の方向切換弁を含む第2の弁グループとを有する油圧駆動装置において、前記旋回モータ及びブームシリンダが駆動されているかどうかを検出する駆動検出手段と、前記ブームシリンダのボトム圧力を検出し対応する検出信号を出力するブーム負荷検出手段と、前記駆動検出手段で前記旋回モータ及びブームシリンダがともに駆動していることが検出されたときには、ブーム負荷検出手段からの検出信号に応じ、前記第1の変容量油圧ポンプの吐出流量を制限する制限手段と、を有することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

【0006】好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記第1の方向切換弁のストローク量を制御する第1の操作手段と、この第1の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第1の操作量検出手段と、前記第2の方向切換弁のストローク量を制御する第2の操作手段と、この第2の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第2の操作量検出手段と、前記第1の操作量検出手段からの操作量信号に応じて、前記第1の変容量油圧ポンプの第1の目標押しのけ容積を設定する第1の設定手段と、この第1の目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第1のポンプ制御手段とをさらに有し、かつ、前記駆動検出手段は、前記第1及び第2の操作量検出手段からの操作量信号が所定の不感帯の値より大きいかどうかを判定し、前記制限手段は、前記ブーム負荷検出手段からの検出信号に応じて第2の目標押しのけ容

4

積を設定する第2の設定手段と、前記第1の目標押しのけ容積と前記第2の目標押しのけ容積とのうち小さい方を選択し出力する第1の選択手段とを備えており、前記第1のポンプ制御手段は、前記第1の選択手段から出力された目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

【0007】また好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記第1の方向切換弁を通過するセンターバイパスラインの下流側に設置され、前記センターバイパスラインの下流側に流れる圧油の流量に応じた制御圧力を発生させる抵抗手段と、この抵抗手段で発生した制御圧力を検出し対応する圧力検出信号を出力する圧力検出手段と、この圧力検出手段からの圧力検出信号に応じて前記第1の変容量油圧ポンプの第3の目標押しのけ容積を設定する第3の設定手段と、この第3の目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第2のポンプ制御手段と、前記第1の方向切換弁のストローク量を制御する第1の操作手段と、この第1の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第1の操作量検出手段と、前記第2の方向切換弁のストローク量を制御する第2の操作手段と、この第2の操作手段の操作量を検出し対応する操作量信号を出力する第2の操作量検出手段とをさらに有し、かつ、前記駆動検出手段は、前記第1及び第2の操作量検出手段からの操作量信号が所定の不感帯の値より大きいかどうかを判定し、前記制限手段は、前記ブーム負荷検出手段からの検出信号に応じて第4の目標押しのけ容積を設定する第4の設定手段と、前記第3の目標押しのけ容積と前記第4の目標押しのけ容積とのうち小さい方を選択し出力する第2の選択手段とを備えており、前記第2のポンプ制御手段は、前記第2の選択手段から出力された目標押しのけ容積に基づいて前記第1の変容量油圧ポンプの押しのけ容積を制御することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

【0008】すなわち、以上のように構成した本発明においては、オペレータが旋回ブーム上げを意図して第1の方向切換弁及び第2の方向切換弁を操作すると、まず、第1の変容量ポンプから吐出管路を介し導かれる圧油が、第1の弁グループに設けられた第1の方向切換弁を介して旋回モータに供給され、これによって旋回モータが駆動され、油圧ショベルの上部旋回体が旋回する。同時に、第2の変容量ポンプから吐出管路を介し導かれる圧油が、第2の弁グループに設けられた第2の方向切換弁を介してブームシリンダに供給され、ブームシリンダが伸長して油圧ショベルのブームが持ち上がる。このようにして旋回ブーム上げ動作が実行され、また旋回モータ及びブームシリンダの駆動状態が駆動検出手段で検出される。

【0009】このように駆動検出手段で旋回ブーム上げ

5

状態が検出されると、ブームシリンダのボトム圧力、すなわちブームへ加わる負荷がブーム負荷検出手段で検出されて検出信号として出力され、これに応じて制限手段で第1の可変容量油圧ポンプの吐出流量が制限されるようになる。すなわち例えば、いわゆるポジティブコントロールが行われる場合においては、第1の方向切換弁のストローク量を制御する第1の操作手段の操作量に応じて、第1の設定手段で第1の目標押しのけ容積が設定されるが、ここで、第1及び第2の方向切換弁のストローク量を制御する第1及び第2の操作手段の操作量が所定の不感帯の値より大きい場合には、駆動検出手段でブームシリンダ及び旋回モータの駆動状態であると判断され、制限手段に備えられた第2の設定手段でブーム負荷検出手段からの検出信号に応じた第2の目標押しのけ容積が設定される。そして、第1の選択手段でこれら第1及び第2の目標押しのけ容積のうち小さい方が選択される。そして、この選択された目標押しのけ容積に応じ、第1のポンプ制御手段で第1の可変容量油圧ポンプの押しのけ容積が制御される。よって、第2の設定手段において、ブーム負荷検出手段からの検出信号が大きくなると第2の目標押しのけ容積がより小さくなるように設定しておけば、バケット内重量が軽くブーム負荷が比較的小さい場合、第2の目標押しのけ容積のほうが第1の目標押しのけ容積よりも大きいので、第1の選択手段で第1の目標押しのけ容積が選択され、第1のポンプ制御手段では第1の目標押しのけ容積による通常のポンプ制御が行われる。そしてバケット内重量が重くなってブーム負荷が比較的大きくなると、第2の目標押しのけ容積のほうが第1の目標押しのけ容積よりも小さくなって、第1の選択手段で第2の目標押しのけ容積が選択されるので、第1のポンプ制御手段では、通常の第1の目標押しのけ容積よりも小さい第2の目標押しのけ容積によるポンプ制御が行われるようになる。

【0010】また例えば、いわゆるネガティブコントロールが行われる場合においては、第1の方向切換弁を通過するセンターパイプスライン下流側にある抵抗手段で圧油流量に応じた制御圧力を発生し、この制御圧力が圧力検出手段で検出され、第3の設定手段でこれに応じた第3の目標押しのけ容積が設定される。ここで、第1及び第2の方向切換弁のストローク量を制御する第1及び第2の操作手段の操作量が第1及び第2の操作量検出手段で検出され、これらの操作量が所定の不感帯の値より大きい場合には、駆動検出手段でブームシリンダ及び旋回モータの駆動状態であると判断される。そして、制限手段に備えられた第4の設定手段でブーム負荷検出手段からの検出信号に応じた第4の目標押しのけ容積が設定され、第2の選択手段でこれら第3及び第4の目標押しのけ容積のうち小さい方が選択される。そして、この選択された目標押しのけ容積に応じ、第2のポンプ制御手段で第1の可変容量油圧ポンプの押しのけ容積が制御さ

6

れる。よって、第4の設定手段において、ブーム負荷検出手段からの検出信号が大きくなると第4の目標押しのけ容積がより小さくなるように設定しておけば、バケット内重量が軽くブーム負荷が比較的小さい場合、第4の目標押しのけ容積のほうが第3の目標押しのけ容積よりも大きいので、第2の選択手段で第3の目標押しのけ容積が選択され、第2のポンプ制御手段では第3の目標押しのけ容積による通常のポンプ制御が行われる。そしてバケット内重量が重くブーム負荷が比較的大きくなると、第4の目標押しのけ容積のほうが第3の目標押しのけ容積よりも小さくなって、第4の目標押しのけ容積が第2の選択手段で選択されるので、第2のポンプ制御手段では、通常の第3の目標押しのけ容積よりも小さい第4の目標押しのけ容積によるポンプ制御が行われるようになる。

【0011】すなわち、以上説明したように、旋回ブーム上げ時にブーム負荷が大きくなってブーム上昇速度が遅くなった場合であっても、その分第1の可変容量ポンプからの吐出流量が小さくなって旋回速度が遅くなるので、ブーム上げ量と旋回量とのバランスは良好に保たれる。

【0012】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面を参照しつつ説明する。本発明の第1の実施形態を図1～図6により説明する。本実施形態は、油圧ショベルに適用されるものであり、またポンプの吐出流量を方向切換弁の最大操作圧力に応じたいわゆるポジティブコントロールにより制御する場合の実施形態である。

【0013】本実施形態による油圧駆動装置が適用される油圧ショベルは、特に図示しないが、走行体を形成する右側履帯・左側履帯と、この走行体上に形成され運転席が設けられる本体を構成し旋回モータ（後述する図1で図示）により駆動する旋回体と、この旋回体の前方位置に回転可能に設けられブームシリンダ（後述する図1で図示）によって駆動するブームと、このブームに回転可能に設けられアームシリンダによって駆動するアームと、このアームに回転可能に設けられバケットシリンダによって駆動するバケットとを有している。

【0014】本実施形態による油圧駆動装置の油圧回路図を図1に示す。図1において、本実施形態による油圧駆動装置は、エンジン1で駆動される油圧ポンプとして、可変容量の油圧ポンプ2a、2b及び固定容量のパイロットポンプ4とを備えており、油圧ポンプ2aから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータとして、右側履帯を駆動する右走行モータ（図示せず）と、バケットシリンダ（図示せず）と、ブームシリンダ8aとを備えており、油圧ポンプ2bから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータとして、旋回モータ8bと、アームシリンダ（図示せず）と、左側履帯を駆動する左走行モータ（図示せず）とを備えている。

7

【0015】油圧ポンプ2a, 2bには、各アクチュエータへの圧油の流れの向きを切り換える方向切換弁群が接続されている。まず、油圧ポンプ2aには、右走行モータの駆動を制御する右走行用方向切換弁7cと、バケットシリンダの駆動を制御するバケット用方向切換弁7dと、ブームシリンダ8aの駆動を制御するブーム用方向切換弁7aとが平行に接続されている。これらの方向切換弁はすべてパイロット圧により駆動されるパイロット操作弁であり、かつメータイン通路とメータアウト通路とセンタバイパス通路とを備えたセンタバイパス型の弁であって、そのセンタバイパス通路が、図1に示すように、右走行用方向切換弁7c、バケット用方向切換弁7d、ブーム用方向切換弁7aの順となるように接続されている。なお、右走行用方向切換弁7c、バケット用方向切換弁7dについては本実施形態の要部をなすものではなく、かつ公知の構成で足りるので、一部図示を省略している。

【0016】次に、油圧ポンプ2bには、旋回モータ8bの駆動を制御する旋回用方向切換弁7bと、アームシリンダの駆動を制御するアーム用方向切換弁7eと、左走行モータの駆動を制御する左走行用方向切換弁7fとが平行に接続されている。これらの方向切換弁も上記同様すべてセンタバイパス型のパイロット操作弁であり、そのセンタバイパス通路が、図1に示すように、旋回用方向切換弁7b、アーム用方向切換弁7e、左走行用方向切換弁7fの順になるように接続されている。なお、アーム用方向切換弁7e、左走行用方向切換弁7fについては本実施形態の要部をなすものではなく、かつ公知の構成で足りるので、一部図示を省略している。

【0017】以上の方向切換弁7a～7fは、上記したようにすべてパイロット圧により駆動されるパイロット操作式の弁である。例えば本実施形態の要部をなすブーム用方向切換弁7aを例に取ってその操作を説明すると、パイロットポンプ4から発生したパイロット圧が管路6aを介しブーム用パイロット弁10へ導かれて減圧された後、ブーム用パイロット弁10の操作レバー10Aの操作方向に応じて、配管16a又は16bを介しブーム用方向切換弁7aの信号ポート17a又は17bに導かれる。旋回用方向切換弁7bについても、同様に、パイロットポンプ4から発生したパイロット圧が管路6bを介し旋回用パイロット弁11へ導かれて減圧された後、旋回用パイロット弁11の操作レバー11Aの操作方向に応じて、配管18a又は18bを介し旋回用方向切換弁7bの信号ポート19a又は19bに導かれる。なお特に説明しないが、他の方向切換弁7c～7fに関しても同様の操作で切り換えが行われる。

【0018】また、本実施形態の油圧駆動装置には、上記パイロット圧、ポンプ吐出圧、及び負荷圧を検出し対応する信号を制御部15に出力する圧力検出器12a～

8

検出器12aは、シャトル弁5c, 5bや図示しない他のシャトル弁を介し、油圧ポンプ2aの吐出管路に接続された方向切換弁7c, 7d, 7aを操作するパイロット圧のうち最大のものを検出し、対応する圧力信号 S_{ia} を制御部15に出力するようになっている。またブーム上げ操作圧力検出器12bは、配管16aに接続され、ブーム用パイロット弁10の操作レバー10Aがブーム上げ方向に操作されたことを検出し対応する圧力信号 S_{bm} を制御部15に出力するようになっている。さらに旋回操作圧力検出器12cは、シャトル弁5dを介して配管18a, bに接続され、旋回用パイロット弁11の操作レバー11Aがいずれかの方向に操作されたことを検出し対応する圧力信号 S_{sw} を制御部15に出力するようになっている。また操作圧力検出器12dは、シャトル弁5d, 5eや図示しない他のシャトル弁を介し、油圧ポンプ2bの吐出管路に接続された方向切換弁7b, 7e, 7fを操作するパイロット圧のうち最大のものを検出し、対応する圧力信号 S_{ib} を制御部15に出力するようになっている。また、ポンプ吐出圧力検出器13aは、油圧ポンプ2aの吐出管路に接続されて、油圧ポンプ2aの吐出圧を検出し対応する吐出圧力信号 P_a を制御部15に出力するようになり、ポンプ吐出圧力検出器13bは、油圧ポンプ2bの吐出管路に接続されて、油圧ポンプ2bの吐出圧を検出し対応する吐出圧力信号 P_b を制御部15に出力するようになっている。また、ブームシリンダ圧力検出器14は、ブームシリンダ8aのボトム側に接続されて、ボトム圧力を検出し対応するブームシリンダボトム圧力信号 P_{bm} を制御部15に出力するようになっている。

【0019】そして制御部15は、これら圧力検出器12a～d, 13a, 13b, 14からの検出信号をもとに所定の演算処理（後述）を行い、油圧ポンプ2a, bの吐出容量（傾転角）をそれぞれ制御するレギュレータ3a, 3bに対し、各ポンプ2a, bの傾転角を所定の目標吐出流量（目標傾転角） Q_a , Q_b （後述）にするための駆動信号を出力する。

【0020】上記構成における動作を、制御部15の演算処理内容を表すフローチャートを示す図2に沿って説明する。図2において、まず、手順20で、ポンプ吐出圧力検出器13a, 13bによって検出される油圧ポンプ2a, 2bの吐出圧力信号 P_a , P_b と、操作圧力検出器12aによって検出された圧力信号 S_{ia} と、操作圧力検出器12dによって検出された圧力信号 S_{ib} と、ブーム上げ操作圧力検出器12bによって検出された圧力信号 S_{bm} と、旋回操作圧力検出器12cによって検出された圧力信号 S_{sw} と、ブームシリンダ圧力検出器14によって検出されたブームシリンダボトム圧力信号 P_{bm} とを読み込む。

【0021】次に、手順21に移り、図3に示す所定ポンプ入力馬力の等馬力線図に基づき、所定のポンプ入力

馬力を超えない範囲内で、吐出圧力信号 P_a 、 P_b の値に対応する油圧ポンプ 2 a、2 b の最大吐出流量 $Q_{a2} = g(P_a)$ 及び $Q_{b2} = g(P_b)$ を算出する。また、図 4 に示すテーブルに基づき、圧力信号 S_{ia} 、 S_{ib} の値に対応する油圧ポンプ 2 a、2 b のポジティブコントロールによる吐出流量 $Q_{a1} = f(S_{ia})$ 及び $Q_{b1} = f(S_{ib})$ を算出する。なおこのときのテーブルは、図 4 に示されるように、所定の操作量 S_{i1} までは最小流量 Q_{min} であり、操作量 $S_{i1} \sim S_{i2}$ では Q_{min} から制御上の最大流量 Q_{max} まで直線的に増加し、操作量 S_{i2} を超えると Q_{max} となるように設定されている。そしてさらに、図 3 に示す所定ポンプ入力馬力の等馬力線図に基づき、所定のポンプ入力馬力を超えない範囲内で、ブームシリンダボトム圧力信号 P_{bm} に対応する油圧ポンプ 2 b の最大吐出流量 $Q_{bm} = e(P_{bm})$ を算出する。なおこのとき、図 3 に示されるように、 P_{bm} が大きくなるほど Q_{bm} の値は小さくなる関係となっている。

【0022】そして手順 22 に移り、手順 21 で算出した Q_{b1} と Q_{b2} とのうち最小である方を選択し、これを油圧ポンプ 2 b の目標吐出流量 Q_{bo} とする。すなわち、 $Q_{b1} < Q_{b2}$ であれば $Q_{bo} = Q_{b1}$ 、そうでなければ $Q_{bo} = Q_{b2}$ とする。

【0023】そしてさらに手順 25 に移り、手順 21 で算出した Q_{a1} と Q_{a2} とのうち最小である方を選択し、これを油圧ポンプ 2 a の目標吐出流量 Q_a とする。すなわち、 $Q_{a1} < Q_{a2}$ であれば $Q_a = Q_{a1}$ 、そうでなければ $Q_a = Q_{a2}$ とする。

【0024】その後、手順 28 に移り、旋回ブーム上げ動作を行っているかどうか、すなわち $S_{sw} > S_{op}$ (=パイロット弁が操作されていると判断するための基準となる不感帯の値) かつ $S_{bm} > S_{op}$ であるかどうかを判断する。手順 28 の条件が満たされた場合は、旋回ブーム上げ操作を行っていると判断され、手順 29 へ移る。手順 29 では、手順 21 で算出した Q_{bm} に旋回スピードとブーム上げスピードとのマッチングを決める定数 k を乗じた $k \times Q_{bm}$ と、手順 22 で算出した目標吐出流量 Q_{bo} とのうちの最小値を選択し、これを油圧ポンプ 2 b の最終的な目標吐出流量 Q_b とする。すなわち、 $Q_{bo} < k \times Q_{bm}$ であれば $Q_b = Q_{bo}$ 、 $Q_{bo} \geq k \times Q_{bm}$ であれば $Q_b = k \times Q_{bm}$ とし、手順 31 へ移る。なお、このとき図 4 に示されるように、 $k \times Q_{bm} \leq Q_{max}$ (制御上の最大流量) となるように設定される。手順 28 の条件が満たされない場合には、旋回ブーム上げ操作を行っていないと判断されて、手順 30 で、手順 22 で求めた Q_{bo} をそのまま油圧ポンプ 2 b の最終的な目標吐出流量 Q_b とし、手順 31 へ移る。

【0025】手順 31 では、油圧ポンプ 2 a の吐出流量を目標吐出流量 Q_a にするための駆動信号をポンプレギュレータ 3 a へ出力するとともに、油圧ポンプ 2 b の吐出流量を目標吐出流量 Q_b にするための駆動信号をポン

プレギュレータ 3 b へ出力する。

【0026】手順 31 が終了した後は、手順 20 へ戻り、上記演算処理を繰り返す行なう。

【0027】以上のような制御において、まず、油圧ポンプ 2 a は、常にブームパイロット弁 10 に係わる最大操作圧力 S_{ia} に応じたポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{a1} に基づく通常の制御が行われる。すなわち、制御部 15 において図 2 の手順 21 で求めたポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{a1} と馬力制御による目標吐出流量 Q_{a2} との最小値が最終的な目標吐出流量 Q_a として手順 25 で選択され、手順 31 でレギュレータ 2 a へ出力される。

【0028】次に、油圧ポンプ 2 b に関しては、制御部 15 において図 2 の手順 21 で求めたポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{b1} と馬力制御による目標吐出流量 Q_{b2} との最小値が手順 22 で選択されて Q_{bo} とされる。そしてその後、さらにブーム負荷に基づく $k \times Q_{bm}$ による修正が手順 29 で施される。すなわち、バケット内重量が軽くブーム負荷が比較的小さい場合には、前述したように Q_{bm} は比較的大きく、よって $k \times Q_{bm}$ のほうが Q_{bo} よりも大きくなるので、手順 29 で Q_{bo} が選択されて $Q_b = Q_{bo}$ となる。よって、レギュレータ 3 b でポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{b1} 及び馬力制御の目標吐出流量 Q_{b2} による通常のポンプ制御が行われる。

【0029】そして、バケット内重量が重くなってブーム負荷が比較的大きくなると、 Q_{bm} が比較的小さく、 $k \times Q_{bm}$ のほうが Q_{bo} よりも小さくなるので、手順 29 で $k \times Q_{bm}$ が選択されて $Q_b = k \times Q_{bm}$ となる。よって、レギュレータ 3 b では、通常の目標吐出流量 Q_{bo} よりも小さい $k \times Q_{bm}$ 及び馬力制御の目標吐出流量 Q_{b2} によるポンプ制御が行われるようになり、油圧ポンプ 2 b の吐出流量 Q_b は、図 5 に示す所定入力馬力での等馬力線図上を $a \rightarrow b \rightarrow d$ のように変化する。すなわち、このようなブーム負荷が大きい場合には、油圧ポンプ 2 a は前述したようにポジティブコントロール及び馬力制御による通常の制御が行われているので、油圧ポンプ 2 a はポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{a1} か若しくは馬力制御の目標吐出流量 Q_{a2} を吐出する。しかしこのとき、ブームシリンダ 8 a の負荷が大きいことから、ブームがあまり上がらない。そこで、上述したように、そのあまりあがらない分、油圧ポンプ 2 b からの吐出流量を小さくして旋回モータ 8 b の速度を遅くすることで、ブーム上げ量 l_b と旋回量 θ_{sw} とのバランスは負荷に関係なく良好に保たれ、旋回量 θ_{sw} とブーム上げ量 l_b の関係は図 6 の $a \rightarrow b \rightarrow d$ のように変化させることができる。

【0030】これに対し、上記のような油圧ポンプ 2 b の吐出流量の修正を行わない従来においては、油圧ポンプ 2 b についても、常に、ポジティブコントロールの目標吐出流量 Q_{b1} 及び馬力制御の目標吐出流量 Q_{b2} に基づ

11

く通常の制御が行われる。よって、図5において、油圧ポンプ2bの吐出流量は最大吐出流量 Q_{max} になるまで $a \rightarrow b \rightarrow c$ のように変化し、これにより旋回モータ8bの旋回量 θ_{sw} は、図6において加速度的に増え、実線 $a \rightarrow b \rightarrow c$ で示されるように変化する。したがって、旋回量が大きい作業ほどオペレータがブームシリンダ負担に応じ旋回操作量の調整操作を行うことが必要となっていた。本実施形態によれば、バケット移動軌跡を一致させるために苦勞して調整することがなくなるので、オペレータの操作負担を低減することができる。

【0031】次に、本発明の第2の実施形態を図7～図9により説明する。本実施形態は、ポンプの吐出流量をいわゆるネガティブコントロールにより制御する場合の実施形態である。第1の実施形態と同等の部材には同一の符号を付す。本実施形態による油圧駆動装置の油圧回路図を図7に示す。図7において、本実施形態による油圧駆動装置が、第1の実施形態の油圧駆動装置と異なる主要な点は、方向切換弁7a、7fのセンタバイパスライン下流側に、絞り21a、21bがそれぞれ設けられていることと、これら絞り21a、21b前後の差圧を検出し、対応する差圧信号 P_{na} 、 P_{nb} を制御部15に出力する差圧検出器20a、bが設けられていることと、第1の実施形態における圧力検出器12a、12dが省略されていること、これらに対応して、制御部15内の演算処理が異なっている（後述）こととである。その他の構成は、第1の実施形態とほぼ同様である。

【0032】上記構成における動作を、制御部15の演算処理内容を表すフローチャートを示す図8に沿って説明する。図8において、まず、手順220で、ポンプ吐出圧力検出器13a、13bによって検出される油圧ポンプ2a、2bの吐出圧力信号 P_a 、 P_b と、差圧検出器20aによって検出された差圧信号 P_{na} と、差圧検出器20bによって検出された差圧信号 P_{nb} と、ブーム上げ操作圧力検出器12bによって検出された圧力信号 S_{bm} と、旋回操作圧力検出器12cによって検出された圧力信号 S_{sw} と、ブームシリンダ圧力検出器14によって検出されたブームシリンダボトム圧力信号 P_{bm} とを読み込む。

【0033】次に、手順221に移り、第1の実施形態と同様図3に示された所定ポンプ入力馬力の等馬力線図に基づき、所定のポンプ入力馬力を超えない範囲内で、吐出圧力信号 P_a 、 P_b の値に対応する油圧ポンプ2a、2bの最大吐出流量 $Q_{a2} = g(P_a)$ 及び $Q_{b2} = g(P_b)$ を算出する。また、図9に示すテーブルに基づき、差圧信号 P_{na} 、 P_{nb} の値に対応する油圧ポンプ2a、2bのネガティブコントロールによる吐出流量 $Q_{a1} = h(P_{na})$ 及び $Q_{b1} = h(P_{nb})$ を算出する。なおこのときのテーブルは、図9に示されるように、所定のネガコン差圧 P_{n1} までは制御上の最大流量 Q_{max} であり、ネガコン差圧 $P_{n1} \sim P_{n2}$ では Q_{max} から最小流量 Q_{min} ま

12

で直線的に減少し、ネガコン差圧 P_{n2} を超えると Q_{min} となるように設定されている。そして第1の実施形態と同様、図3に示された所定ポンプ入力馬力の等馬力線図に基づき、所定のポンプ入力馬力を超えない範囲内で、ブームシリンダボトム圧力信号 P_{bm} に対応する油圧ポンプ2bの最大吐出流量 $Q_{bm} = e(P_{bm})$ を算出する。

【0034】以降の手順22～手順31は、第1の実施形態とほぼ同様であるので説明を省略する。そして手順31が終了した後は、手順220へ戻り、上記演算処理を繰り返す行なう。

【0035】以上のような制御において、まず、油圧ポンプ2aは、常にネガコン差圧 P_{na} に応じたネガティブコントロールの目標吐出流量 Q_{a1} に基づく通常の制御が行われる。すなわち、制御部15において図8の手順221で求めたネガティブコントロールの目標吐出流量 Q_{a1} と馬力制御による目標吐出流量 Q_{a2} との最小値が最終的な目標吐出流量 Q_a として手順25で選択され、手順31でレギュレータ2aへ出力される。

【0036】次に、油圧ポンプ2bに関しては、制御部15において図8の手順221で求めたネガティブコントロールの目標吐出流量 Q_{b1} と馬力制御による目標吐出流量 Q_{b2} との最小値が手順22で選択されて Q_{bo} とされる。そしてその後、バケット内重量が軽くブーム負荷が比較的小さい場合には、 $k \times Q_{bm}$ のほうが Q_{bo} よりも大きくなり、手順29で Q_{bo} が選択され、レギュレータ3bでネガティブコントロールの目標吐出流量 Q_{b1} 及び馬力制御の目標吐出流量 Q_{b2} による通常の制御が行われる。

【0037】そして、バケット内重量が重くなってブーム負荷が比較的大きくなると、手順29で $k \times Q_{bm}$ が選択されて $Q_b = k \times Q_{bm}$ となる。よって、レギュレータ3bでは、通常の目標吐出流量 Q_{bo} よりも小さい $k \times Q_{bm}$ 及び馬力制御の目標吐出流量 Q_{b2} によるポンプ制御が行われるようになる。すなわち、第1の実施形態と同様、ブームがあまり上がらない分を、油圧ポンプ2bからの吐出流量を小さくして旋回モータ8bの速度を遅くすることで、ブーム上げ量 l_b と旋回量 θ_{sw} とのバランスは負荷に関係なく良好に保たれる。

【0038】本実施形態によっても、第1の実施形態と同様の効果を得る。

【0039】

【発明の効果】本発明によれば、旋回ブーム上げ時にブーム負荷が大きくなってブーム上昇速度が遅くなった場合であっても、その分第1の可変容量ポンプからの吐出流量が小さくなって旋回速度が遅くなるので、ブーム上げ量と旋回量とのバランスは良好に保たれる。よって、ブーム上げ量に比し旋回量が極端に大きくなる従来のように、バケット移動軌跡を一致させるために苦勞して調整することがなくなるので、オペレータの操作負担を低減することができる。

13

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態による油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図2】図1に示された制御部の演算処理内容を表すフローチャートを示す図である。

【図3】図2に示されたフローチャートの演算処理で用いられる所定ポンプ入力馬力の等馬力線図である。

【図4】図2に示されたフローチャートの演算処理で用いられる操作量とポンプ吐出流量との関係を表す図である。

【図5】油圧ポンプの吐出流量の変化を表す図である。

【図6】ブーム上げ量と旋回量との関係を表す図である。

【図7】本発明の第2の実施形態による油圧駆動装置の油圧回路図である。図である。

【図8】図7に示された制御部の演算処理内容を表すフローチャートを示す図である。

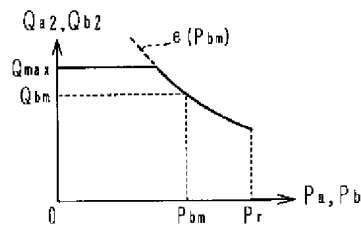
【図9】図8に示されたフローチャートの演算処理で用いられる差圧信号とポンプ吐出流量との関係を表す図である。

【符号の説明】

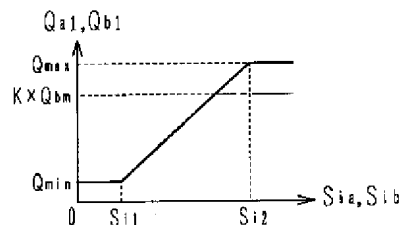
1	エンジン
2 a	油圧ポンプ（第2の変容量油圧ポンプ）
2 b	油圧ポンプ（第1の変容量油圧ポンプ）
3 a, b	レギュレータ（ポンプ制御手段）
4	パイロットポンプ
5 b～e	シャトル弁
6 a, b	管路

7 a	ブーム用方向切換弁
7 b	旋回用方向切換弁
7 c	右走行用方向切換弁
7 d	バケット用方向切換弁
7 e	アーム用方向切換弁
7 f	左走行用方向切換弁
8 a	ブームシリンダ
8 b	旋回モータ
10	ブーム用パイロット弁（第2の操作手段）
10 A	操作レバー
11	旋回用パイロット弁（第1の操作手段）
11 A	操作レバー
12 a	操作圧力検出器（第2の操作量検出手段）
12 b	ブーム上げ操作圧力検出器
12 c	旋回操作圧力検出器
12 d	操作圧力検出器（第1の操作量検出手段）
20	ポンプ吐出圧力検出器
13 a, b	ブームシリンダ圧力検出器（負荷検出手段）
14	制御部（設定手段、制限手段）
15	配管
16 a, b	信号ポート
17 a, b	配管
18 a, b	信号ポート
19 a, b	差圧検出器（圧力検出手段）
20 a, b	絞り（抵抗手段）
30	21 a, b

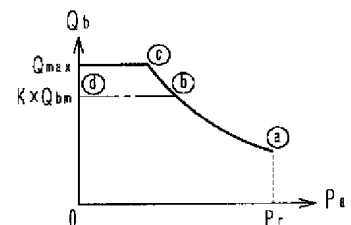
【図3】



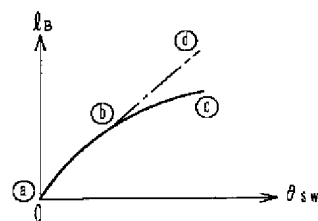
【図4】



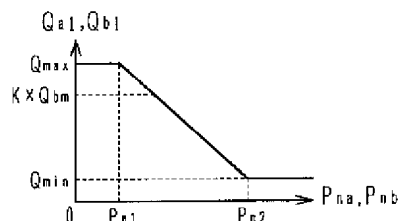
【図5】



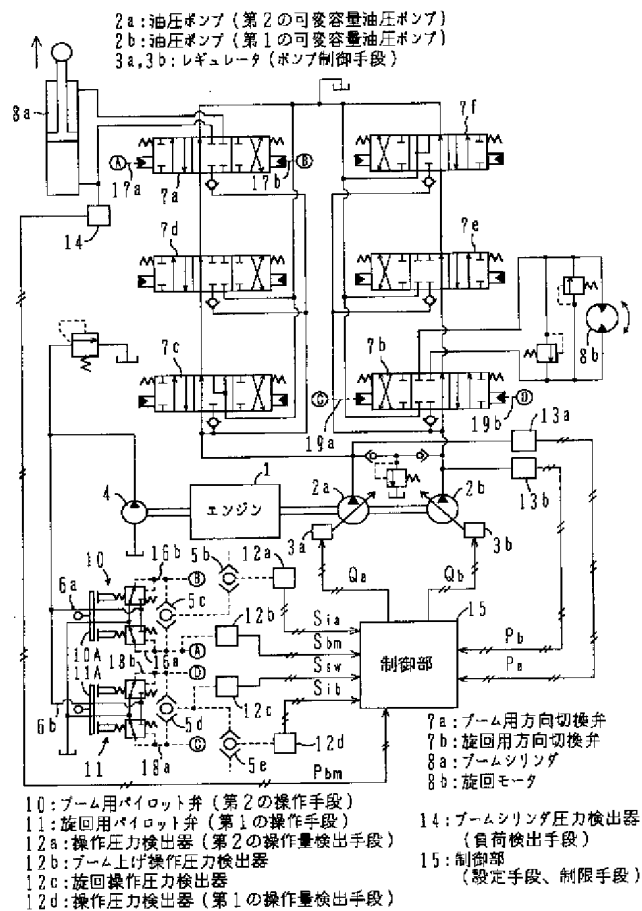
【図6】



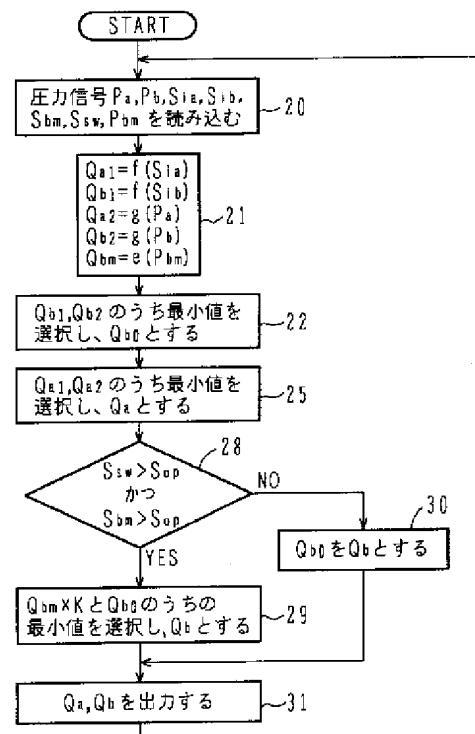
【図9】



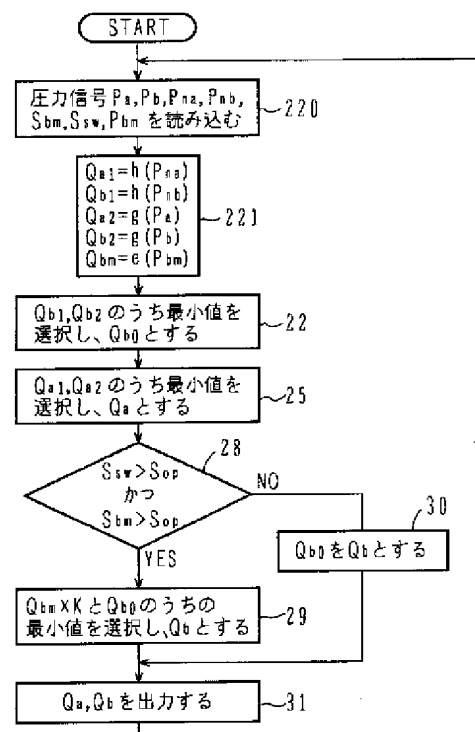
【図1】



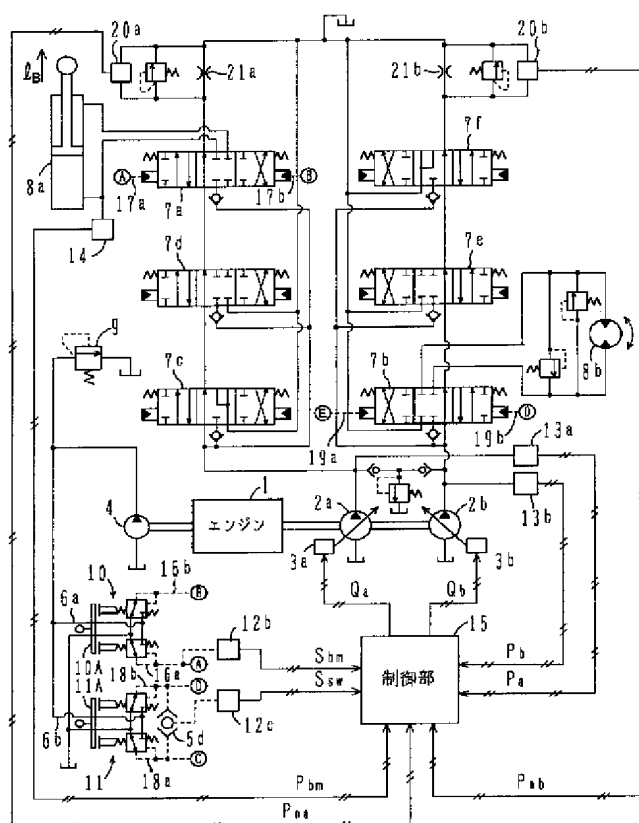
【図2】



【図8】



【図7】



20a, 20b: 差圧検出器 (圧力検出手段)
 21a, 21b: 絞り (抵抗手段)